3me CYCLE
D'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR

ANNEXE

AUX

THÈSES

PRÉSENTÉES A

L'UNIVERSITÉ DE BORDEAUX I

POUR L'OBTENTION DU TITRE DE

DOCTEUR-INGÉNIEUR

PAR

Jean-Claude BOISSON
INGÉNIEUR E.N.S.C.M. BESANÇON
ASSISTANT A L'I.U.T. « A »

Roland HARRY
INGÉNIEUR I.N.S.A.
ASSISTANT A L'I.U.T. « A »

Réalisation d'une machine d'essai de fatigue par torsion alternée

— 1974 —

Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41549623_0011

3me CYCLE
D'ENSEIGNEMENT SUPÉRIEUR

ANNEXE

AUX

THÈSES

PRÉSENTÉES A

L'UNIVERSITÉ DE BORDEAUX I

POUR L'OBTENTION DU TITRE DE

DOCTEUR-INGÉNIEUR

PAR

Jean-Claude BOISSON
INGÉNIEUR E.N.S.C.M. BESANÇON
ASSISTANT A L'I.U.T. « A »

Roland HARRY
INGÉNIEUR I.N.S.A.
ASSISTANT A L'I.U.T. « A »

Réalisation d'une machine d'essai de fatigue par torsion alternée

— 1974 —

UNIV.
LEIDEN
BIBL.

ANNEXE

SOMMAIRE

Pages

Introduction 1

Chapitre Premier : Principe étude théorique 2

1.1 Principe

1.2 Etude dynamique du système : 4

1.2.1. Données

1.2.2. Résolution du problème 5

1.2.3. Etude du système simplifiée 7

Chapitre Deuxième : Construction des machines
Etude technologique
Mise au point 9

2.1 Généralités

2.2 Définition des divers organes de la machine et des diverses fonctions technologiques 10

2.3 Réalisation technique des diverses fonctions 11

2.3.1. Alignements des points A,B,C 12

2.3.2. Arrêt en translation de l'axe de liaison 13

2.3.3. Réalisation des autres fonctions 13

2.4 Caractéristiques des machines 13

Chapitre Troisième : Etude expérimentale 15

3.1 Caractéristiques des machines 2 et 3

3.1.1. Inertie, fréquence propre

3.1.2. Mesure du couple de frottement 16

3.1.3. Etude du signal dynamique 16

3.1.4. Etude théorique et expérimentale de la conséquence d'un désalignement des têtes de serrage 16

3.2 Etalonnage statique et dynamique 18

3.2.1. Etalonnage statique

3.2.2. Etalonnage dynamique 19

3.3 Etude de l'amplitude β du système oscillant d'une machine d'essai 21

3.3.1. Analyse théorique

3.3.2. Etude expérimentale 22

Conclusion 24

AVANT - PROPOS

L'étude présentée ici en annexe commune des thèses de MM. BOISSON et HARRY porte sur la conception , la réalisation et les essais d'une machine de fatigue adaptée aux problèmes particuliers qu'ont posé leurs travaux de recherche .

Si cette réalisation n'a pas constitué un but en soi , elle représente un élément important de leur travail et a permis de développer dans des conditions très satisfaisantes les recherches qu'ils présentent par ailleurs .

Cette réalisation fait , à mon sens , intégralement partie de leurs travaux de thèse .

F. JOUBERT Professeur .

-:-:-:-:-:-:-:-

INTRODUCTION

Engagés dans des problèmes de recherche sur la fatigue des matériaux, nous avons dû étudier les divers moyens d'essai existants, tant du point de vue de leur adaptation à nos problèmes que du point de vue de leur coût .

Après avoir modifié une machine d'essai existante de manière à l'adapter aux besoins d'une étude énergétique du phénomène de fatigue (mesures de températures en cours d'essai), nous avons décidé de concevoir un matériel spécifique, faute d'en trouver un dans le commerce , adaptable à nos divers besoins , à des prix non prohibitifs .

Ce matériel devait être conçu en fonction d'impératifs de recherches , et de ce fait , permettre toute espèce de mesure tant d'extensométrie que de température , de couple etc ... Il devait en outre s'accomoder des divers types d'éprouvettes que nous serions éventuellement appelés à utiliser .

Un autre élément a contribué à notre décision , nous devions impérativement multiplier nos moyens d'essai , pour palier l'inconvénient que constitue la longueur d'un essai de fatigue (deux jours et demi pour un point de la zone d'endurance à 50 cycles par seconde) .

C'est à partir de ces considérations quenous avons conçu un matériel simple , fiable , et bon marché , réalisé en un nombre suffisant d'exemplaire pour répondre à nos besoins .

CHAPITRE PREMIER

PRINCIPE ET ETUDE THEORIQUE

1.1 PRINCIPE

Le principe utilise le phénomène de déséquilibre dynamique comme générateur de sollicitations alternées de torsion ou de flexion plane sur des éprouvettes de fatigue .

Un ensemble de deux disques solidaires d'un même axe est équilibré . On ajoute une masselotte sur chaque disque de manière à conserver l'équilibre statique de l'ensemble . On crée ainsi , lorsque les disques tournent à vitesse constante autour de leur axe , un moment dynamique perpendiculaire à cet axe , et lié au solide en rotation . Ce moment dynamique est utilisé comme moyen d'excitation .

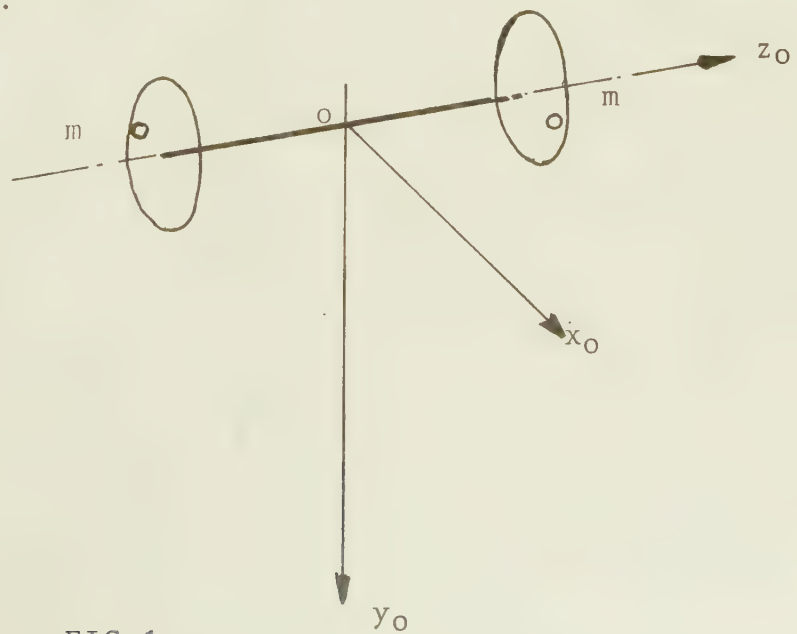


FIG.1

Dans le plan (O $x_o y_o$) on peut décomposer le moment suivant ses composantes sur deux axes rectangulaires Ox_o et Oy_o . On obtient sur ces deux axes une composante variant de façon sinusoïdale . Par un guidage approprié ne permettant qu'un degré de liberté en rotation du système autour de Oy_o, la composante suivant Ox_o est équilibrée par les réactions du guidage , alors que celle suivant Oy_o reste disponible pour une sollicitation alternée de torsion et on a :

sur Oy_o $\quad My_o = Co \sin \omega t$

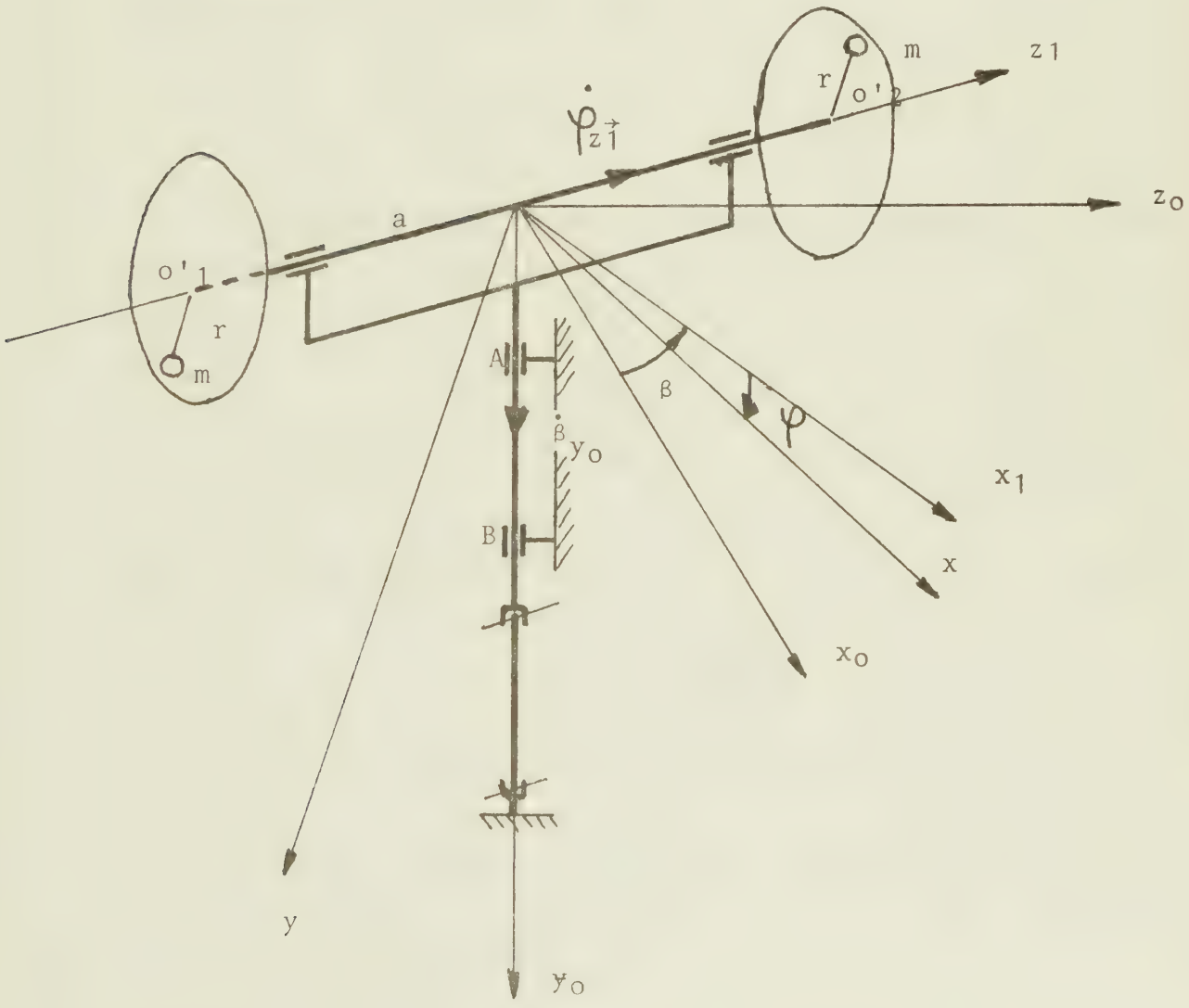


FIG.2

1.2 ETUDE DYNAMIQUE DU SYSTEME

1.2.1 Données :

Considérons la figure 2 représentant schématiquement le système à étudier ; le trièdre $o\ x\ y\ z$, est lié au solide, et on repère son mouvement par rapport à $O\ x_o\ y_o\ z_o$ fixe par :

$$\vec{\Omega} = \dot{\beta}\vec{y_o} + \dot{\varphi}\vec{z_1}$$

en écrivant : $\beta = (\vec{Ox_o}, \vec{Ox_1}) = (\vec{Oz_o}, \vec{Oz_1})$

$$\varphi = (\vec{Ox_1}, \vec{Ox}) = (\vec{Oy_o}, \vec{O_y})$$

En exprimant $\vec{\Omega}$ et les éléments d'inertie du solide par rapport à $Ox_1y_oz_1$ on peut écrire :

$$\vec{\Omega} \begin{cases} 0 \\ \dot{\beta} \\ \dot{\varphi} \end{cases}$$

Calcul de la matrice d'inertie

$$A = A' + 2\,m\,(a^2 + r^2\cos^2\varphi)$$

$$B = B' + 2\,m\,(a^2 + r^2\sin^2\varphi)$$

$$C = C' + 2\,m\,r^2$$

$$D = 2\,m\,a\,r\cos\varphi$$

$$E = 2\,m\,a\,r\sin\varphi$$

$$F = 2\,m\,r^2\sin\varphi\cos\varphi$$

$a = O\,O'_1 = O\,O'_2$

$r = O'_1\,m = O'_2\,m$

A' B' et C' sont les moments d'inertie du solide (rotor du moteur et flasques) avant déséquilibre .

1.2.2. Résolution du problème

Energie cinétique

$$T = \frac{1}{2}\left[B' + 2m(a^2+r^2\sin^2\varphi)\right]\dot{\beta}^2 + \frac{1}{2}\left[C'+2mr^2\right]\dot{\varphi}^2 - 2mar\cos\varphi\,\dot{\varphi}\,\dot{\theta}$$

Les actions extérieures appliquées au système se réduisent à un moment de réaction aux appuis qui n'intervient pas dans le mouvement ; un couple de frottement sec porté par Oy_o ; un couple élastique $-k\beta$ porté par Oy_o et un couple moteur Γ porté par Oz_1 .

Cela conduit à :

$$W = -\Gamma\varphi + \frac{1}{2}k\beta^2 + C_f\beta$$

Les équations de Lagrange relatives aux paramètres β et φ permettent d'écrire les équations différentielles du mouvement :

(I) $$-C_f - k\beta = \left|B' + 2m(a^2+r^2\sin^2\varphi)\right|\ddot{\beta} + 2mr^2\sin\varphi\cos\varphi\dot{\beta}\dot{\varphi} + 2mar\sin\varphi\dot{\varphi}^2 - 2mar\cos\varphi\ddot{\varphi}$$

$$\left|C' + 2mr^2\right|\ddot{\varphi} - 2mar\cos\varphi\ddot{\beta} - 2mr^2\sin\varphi\cos\varphi\,\dot{\beta}^2 = \Gamma$$

La résolution complète du système est très difficile.

Pour arriver à un résultat , nous sommes amenés à émettre un certain nombre d'hypothèses . dont nous avons pû vérifier le bien fondé lors de nos essais , compte tenu de nos moyens de mesures .

a) l'entraînement des disques se fait à vitesse constante , ce qui implique $\ddot{\varphi} = 0$

b) B ' est très supérieur à $2m(a^2+r^2\sin^2\varphi)$ ce qui nous conduira à négliger le deuxième terme y compris $r^2 \sin^2\varphi$ qui ne fait pas apparaître de perturbation décelable .

c) le terme de couplage en $\dot{\varphi}\ \dot{\beta}$ a lui aussi un coefficient très petit et la perturbation qu'il introduit est négligeable .

La première équation de Lagrange devient de ce fait :

(II) $$C_f - k\beta = I\ddot{\beta} + 2mar\sin\varphi\dot{\varphi}^2$$

avec $I = B'$

Si l'on ne tient pas compte du terme de frottement C_f (non parce qu'il est négligeable , mais qu'il n'apporte rien à la compréhension du système),(II) peut se mettre sous la forme :

$$(III) \quad I\ddot{\beta} + k\beta = Co \sin\omega t$$

avec $C_o = 2\ mar\ \omega^2$

et $\omega t = \varphi$ $\quad (\ddot{\varphi} = 0)$

L'équation (III) caractérise une représentation simplifiée du système .

1.2.3. Etude du système simplifié

Compte tenu de III, le système simplifié est constitué par une éprouvette de raideur k , liée à une inertie I et soumise à un couple $C_o \sin \omega t$

On sait que dans ces conditions , on peut écrire :

$$(IV) \quad \beta_o = \frac{C_o}{I\ \omega^2 - k}$$

avec $\beta = \beta_o \sin \omega t$

β représente l'élongation de la vibration de torsion ,
β_o son amplitude .

Théoriquement, nous obtenons une sollicitation de torsion pure . Toutefois le fonctionnement du système exige du jeu au niveau des liaisons A et B (Fig 2) lequel induit des sollicitations parasites (flexion) de l'ordre de 3% de la sollicitation principale .

L'équation IV nous permet une étude qualitative du système . Les termes perturbateurs tels que le frottement ne sont pas accessibles quantitativement , quant aux

termes de couplage , nous avons déjà dit que nous pouvions considérer qu'ils avaient peu d'influence sur le mouvement .

Compte tenu de cette étude préliminaire, il nous a paru que nous avions suffisamment d'éléments pour envisager la construction d'un prototype et vérifier ainsi nos hypothèses par des essais .

L'équation IV revêt une très grande importance :

En effet la valeur :

$$\beta_o = \frac{C_o}{I\,\omega^2 - k} = \frac{2\ mar}{I - \frac{k}{\omega^2}}$$

est conditionnée par l'importance relative des termes :

$$I \quad \text{et} \quad \frac{k}{\omega^2}$$

A priori I est grand , ω^2 est grand donc on peut écrire (et celà est vérifié par la suite)

$$I >> \frac{k^2}{\omega^2}$$

On peut donc conclure : β_o sera pratiquement indépendant de toute variation dans un domaine assez étendu de ω ou de k ; par contre sa valeur sera reliée linéairement à la grandeur des masselottes m

$$\beta_o = am + b$$

a et b seront déterminés par essais (étalonnage)

C H A P I T R E D E U X I E M E

CONSTRUCTION DES MACHINES - ETUDE TECHNOLOGIQUE

MISE AU POINT

2.1. GENERALITES

Nous avons entrepris la construction d'un prototype en utilisant un matériel que nous avions à notre disposition , en particulier un moteur asynchrone de 35 W tournant à 3000 Tours/minute (fréquence de la vibration 50 Hz) qui s'est révélé bien suffisant du point de vue stabilité de vitesse . Ce prototype qui nous a permis de vérifier nos hypothèsesne diffère que par des détails de dimension des modèles définitifs et constitue toujours pour nous un matériel opérationnel .

Nous avons construit deux autres machines qui fonctionnent l'une à une fréquence de 25 Hz environ (moteur asynchrone - 50 W - 1420 tr/mn) , l'autre à 50 Hz environ (moteur asynchrone - 50 W - 2800 tr/mn) .

Il faut signaler ici que ,le moteur contribuant pour une part importante à l'inertie I , il est important qu'il présente une symétrie par rapport au plan médian perpendiculaire à son axe de rotation . Cette condition est particulièrement bien remplie par un moteur asynchrone à deux sorties d'arbre .

2.2 DEFINITION DES DIVERS ORGANES DE LA MACHINE ET DES DIVERSES FONCTIONS TECHNOLOGIQUES : (FIG - 3)

Etablissons un schéma de l'appareil et étudions les diverses fonctions à remplir , de façon à définir convenablement les organes .

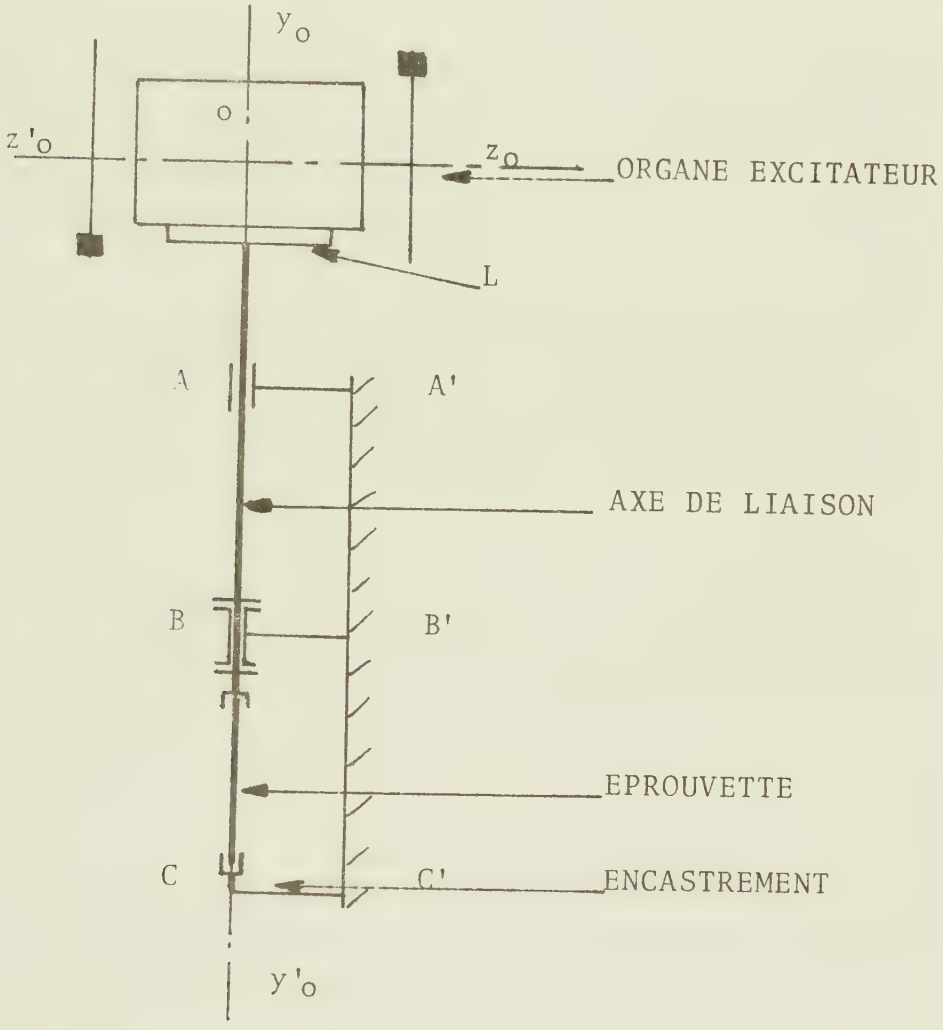


FIG.3

a) La fonction à remplir est l'excitation en torsion alternée pure de l'éprouvette . Comme on le montrera ultérieurement , un désalignement des axes des paliers que

constituent l'encastrement et l'axe de liaison introduit une contraine de flexion dont la minimisation conduit à la condition technologique suivante :

- alignement parfait des paliers A B et C

b) Lors du fonctionnement , l'éprouvette s'échauffe de façon plus ou moins importante . On doit éviter toute contrainte de compression dûe à la dilatation .

Pour cela, on doit laisser , soit au niveau de l'encastrement,soit au niveau de l'axe de liaison,un degré de liberté en translation suivant $y_o y'_o$; cette translation devant être limitée en amplitude .

On prévoira au niveau de B un roulement combiné à billes et aiguilles remplissant les fonctions guidage en rotation et arrêt en translation dans les deux sens , avec jeu axial de 0,2 mm ce qui suffit amplement .

c) La liaison L doit assurer un entraînement en rotation autour de $y_o y'_o$, un centrage de l'organe excitation sur l'axe de liaison , la perpendicularité entre $y_o y'_o$ et $z_o z'_o$.

d) L'organe excitateur doit être symétrique par rapport à l'axe $y_o y'_o$ ce qui implique un montage symétrique du rotor et des deux disques .

2.3. REALISATION TECHNIQUE DES DIVERSES FONCTIONS

Au paragraphe précédent , nous avons établi le schéma

fonctionnel de l'appareil à réaliser et nous avons défini les fonctions à remplir pour assurer une marche correcte de l'ensemble. Nous nous attachons ici à décrire les choix techniques qui sont faits pour réaliser les fonctions ainsi définies.

2.3.1. Alignement des points A, B et C

En se repérant à la figure 3, on constate que A et B figurent deux guidages en rotation appartenant au même palier.
C figure un point de l'axe de l'encastrement.

La condition d'alignement de A, B et C impose :

a) la réalisation des cotes AA', BB', CC' (Distances de A, B et C à une même référence) égales.

b) une condition identique en considérant un deuxième plan de référence sécant au premier. L'axe ABC est ainsi défini par sa distance des deux plans et alors, ABC figure l'axe d'un cylindre tangent aux deux plans, ou, les axes confondus de plusieurs cylindres de même diamètre tangents à deux plans que l'on peut matérialiser en réalisant un support en Vé.

C'est la solution qui est retenue, A et B figurent deux points de l'axe d'un cylindre, C un point de l'axe d'un cylindre de même diamètre. Ces deux cylindres reposent sur un support en Vé. Cette solution donne d'excellents résultats pour des usinages simples à réaliser(cylindres

rectifiés avec alésages concentriques d'une part , glissière en V d'autre part) .

Sans prendre de précautions particulières , nous avons réalisé un alignement des axes à mieux de 0,01 mm sur les appareils construits .

2.3.2 Arrêt en translation de l'axe de liaison

Un jeu axial de l'ordre de 0,3 mm suffit pour permettre la libre dilatation de l'éprouvette .

Pour permettre celà tout en assurant un bon guidage en rotation et un arrêt en translation , nous prévoyons au niveau de B un roulement combiné à billes et aiguilles remplissant les fonctions décrites ci-dessus .(Les billes d'un tel roulement assurent un arrêt en translation dans les deux sens, permettant entre les appuis dans un sens ou dans l'autre un déplacement de 0,2 à 0,3 mm)

2.3.3. Réalisation des autres fonctions

Aucune remarque particulière n'est à faire quant à la réalisation des autres fonctions , si ce n'est l'emploi d'un moteur asynchrone en pièces détachées de façon à assurer un montage rigoureux du rotor et une robustesse suffisante à l'ensemble .

2.4 CARACTERISTIQUES DES MACHINES

Nous ne donnerons pas ici les caractéristiques du prototype sur lequel un certain nombre de modifications sont intervenues au cours de la mise au point .

Les deux machines définitives ont des caractéristiques identiques, à part la fréquence de travail .

- Moteur asynchrone monophasé puissance 50W - Vitesse 2800 et 1430 Tr/mn

- Inertie de l'équipage mobile par rapport à Oy_o : $2,7.10^{-2}$ Kg m^2

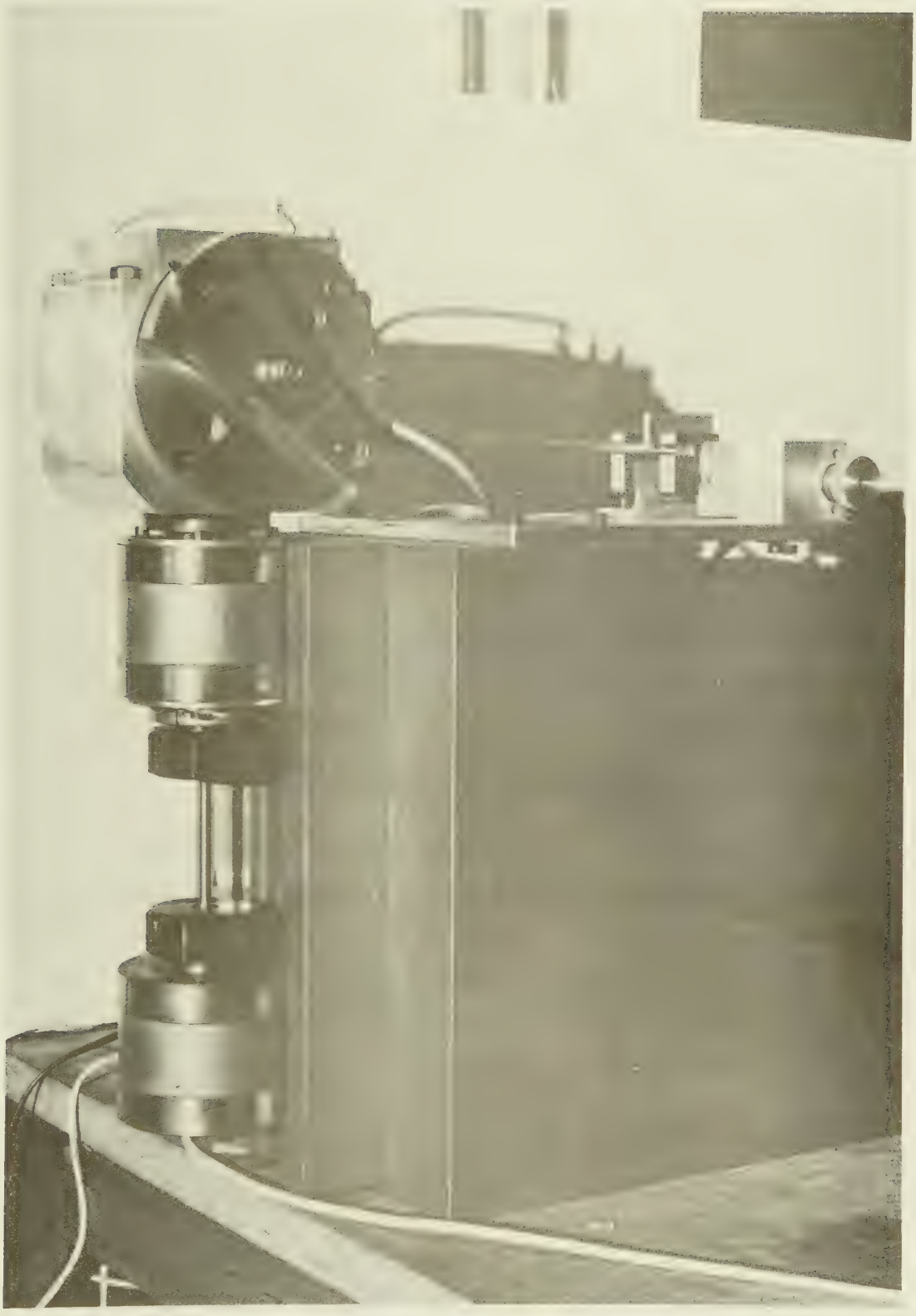
- Fréquence de résonance calculée sans amortissement en fonction des éprouvettes utilisées (Ø 6 mm , L = 60mm, f_o = 13 Hz)

- Fréquence de résonance mesurée avec amortissement (très voisin de l'amortissement critique) f = 9 Hz

- Fréquence de travail : approximativement 50 Hz et 25Hz

- Masse de la machine avec bâti: 60 Kg

- Prix de revient : 4.000 F environ .



C H A P I T R E T R O I S I E M E

ETUDE EXPERIMENTALE

Les machines 1,2,3, étant réalisées nous avons pû procéder, d'une part aux mesures de leurs caractéristiques , d'autre part à l'étalonnage et aux vérifications concernant l'étude théorique et l'étude technologique .

3.1. CARACTERISTIQUES DES MACHINES 2 ET 3

3.1.1. Inertie , Fréquence propre

Nous avons mesuré l'inertie de l'équipage mobile par une méthode pendulaire .

I_{y_o} Inertie de l'ensemble de l'équipage mobile par rapport à l'axe Oy_o de sollicitation .

$$Iy_o = 3{,}3\ 10^{-2} \pm 0{,}5\ Kgm^2$$

L'ensemble éprouvette , système oscillant constitue un système élastique de raideur k (raideur de l'éprouvette) et d'inertie Iy_o dont la fréquence de résonance est d'après les équations simplifiées :

$$f_o = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{K}{Iy_o}} = 12{,}5 \pm 2\ Hz$$

La mesure de f_o nous a donné le résultat suivant :

$$f_o = 9 \pm 2 \text{ Hz}$$

Le guidage du palier mobile engendrent des frottements dûs surtout aux bagues d'étanchéité des roulements .

La conséquence est un décalage de la position d'équilibre stable et de la fréquence de résonance.

3.1.2. Mesure du couple de frottement

Nous avons mesuré au cours de l'étalonnage le couple de frottement statique C_f qui découle de ces phénomènes par un chargement suivi d'un déchargement progressif (Planche 1 annexe)

$$C_f \simeq 0,2 \text{ mN}$$

3.1.3. Etude du signal dynamique

En régime permanent on peut vérifier au stroboscope que la vitesse du moteur reste constante au cours du temps.

De même nous vérifions qu'il n'apparaît pas de phénomène de couplage décelable . Un enregistrement de la déformation à l'aide de jauges pendant l'essai dynamique nous a donné une sinusoïde d'amplitude maximum constante

3.1.4. Etude théorique et expérimentale de la conséquence d'un désalignement des têtes de serrage .

Un défaut d'alignement possible du mors mobile et du

mors fixe du fait des jeux fonctionnels peut faire craindre une sollicitation de flexion rotative non négligeable . Nous avons vérifié par mesures extensométriques sur les 3 machines que les déformations à l'encastrement dues à la sollicitation de flexion ne dépassait pas 3% de le déformation due à la sollicitation de torsion , ce qui entraîne une contrainte normale σ de l'ordre de 7% de la contrainte tangentielle τ .

En considérant les désalignements possibles dûs à l'usinage , nous avons déterminé la contrainte normale à l'encastrement qui en découle .

Envisageons les défauts entrainés par les imprécisions d'usinages possibles :

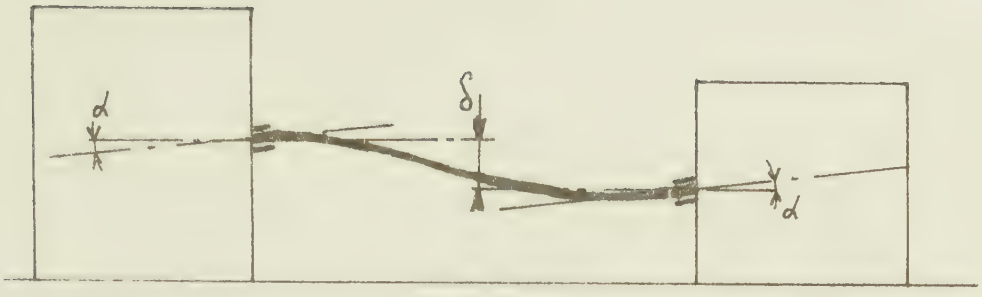
- une erreur sur la valeur des diamètres extérieurs des deux paliers . Compte tenu des usinages nous prendrons un décalage maximum possible

$$\delta = 2.10^{-2} \quad mm$$

- un mauvais parallélisme des axes des pinces de serrage et des diamètres extérieurs des paliers .Nous admettrons un écart angulaire maximum des axes

$$\alpha = 2.10^{-4} \ rd$$

La combinaison des deux erreurs la plus défavorable est celle représentée par la figure ci-dessous .



$\alpha = 2.10^{-4}$ rd
$\delta = 2.10^{-2}$ mm

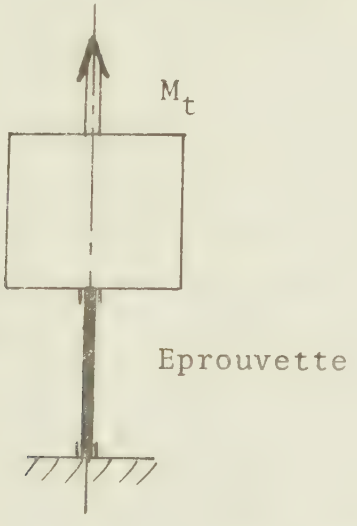
ép Ø 6mm

à l'encastrement $\sigma = 1,2$ Kg/mm^2

3.2 ETALONNAGE STATIQUE ET DYNAMIQUE

3.2.1. Etalonnage statique

Cet étalonnage a été réalisé en appliquant à la tête oscillante un couple M_t connu et en mesurant la déformation γ correspondante sur l'éprouvette



M_t est obtenu grâce à un système poids , bras de levier

Le glissement γ est mesuré à l'aide de deux jauges collées à 45° par rapport à l'axe de l'éprouvette .
La courbe - Planche 1 - γ en fonction de M_t obtenue lors d'un chargement progressif suivi d'un déchargement progressif permet de déterminer le couple de frottement statique $C_f \simeq 0,2$ mN et le module d'élasticité transversal G

de l'acier XC 10 constituant l'éprouvette .

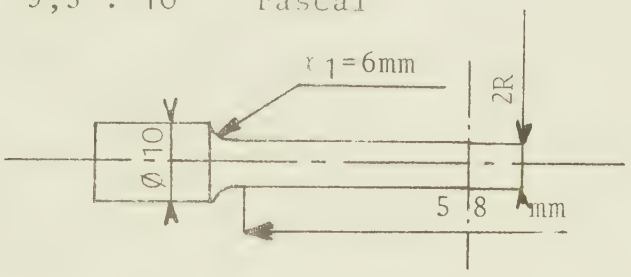
Le graphe $\gamma = f(M_t)$ est une droite de pente $\frac{GR}{I_o}$

La mesure de cette pente donne donc :

$$G = 9{,}5 \cdot 10^{10} \text{ Pascal}$$

avec $R = 3.10^{-3}$ m

$I_o = 127.10^{12}$ m^4



3.2.2. Etalonnage dynamique

Nous avons vu précédemment que les équations complètes ne peuvent pas se résoudre par les moyens classiques . Nous avons donc été obligés , pour connaître la relation qui existe entre les masselottes employées et la déformation de l'éprouvette de faire un étalonnage dynamique de l'ensemble en mesurant la déformation à l'aide de deux jauges collées à 45° par rapport à l'axe de l'éprouvette (Voir schéma de l'éprouvette) .

Nous utilisons un jeu de masselottes de masse m de 0 à 87 g . La forme des disques est telle que sans masselotte nous obtenons une déformation γ faible mais nous permettant ensuite avec ce jeu de masselottes de couvrir une plage de déformation γ de 0 à 2000 microdéformations .

Nous avons tracé expérimentalement la courbe donnant la déformation γ correspondant à une paire de masselottes m (m masse d'une masselotte) -Planche 2,3 - Connaissant $G = 9{,}5\ 10^{10}$ Pascal , nous en avons ensuite déduit les courbes contraintes τ_a appliquées en fonction du jeu de masselottes employées m - Planche 4 et 5 -

On peut remarquer contrairement à ce que l'on aurait pû penser que pour une même paire de masselottes :

γ pour la machine N° 3 (50Hz) est inférieure à γ pour la machine N° 2 (25Hz) . Ceci provient du fait que le terme $I\omega^2$ est 4 fois plus grand pour la machine N° 3 .

Nous avons comparé nos courbes d'étalonnage dynamique expérimentales aux résultats de l'équation simplifiée

$$\beta_o = \frac{m_2 \, r \, a}{I - \frac{k}{\omega^2}}$$

$$\gamma = \frac{m_2 \, r \, a}{I - \frac{k}{\omega^2}} \cdot \frac{d}{21}$$

$$m_2 = m_1 + m$$

m_1 masse de la masselotte permettant d'équilibrer statiquement un disque . m_1 ne dépend que de la construction de celui - ci

m_1 = 40 g)
)
ω = 24 Hz)
)
r = $60. 10^{-3}$ m) MACHINE N° 2
)
a = $150. 10^{-3}$ m)
)
d = $6. 10^{-3}$ m)
)
k = 208 N/m)

Les valeurs calculées de γ sont reportées sur le graphe $\gamma = f(m)$ - Planche 2 -

L'écart constaté entre les courbes théoriques et expérimentales est dû au fait que l'expression théorique de γ ne fait pas intervenir l'amortissement et que certains termes tels que I , m_1 ne sont pas connu avec une grande précision .

3.3 ETUDE DE L'AMPLITUDE β DU SYSTEME OSCILLANT D'UNE MACHINE D'ESSAI

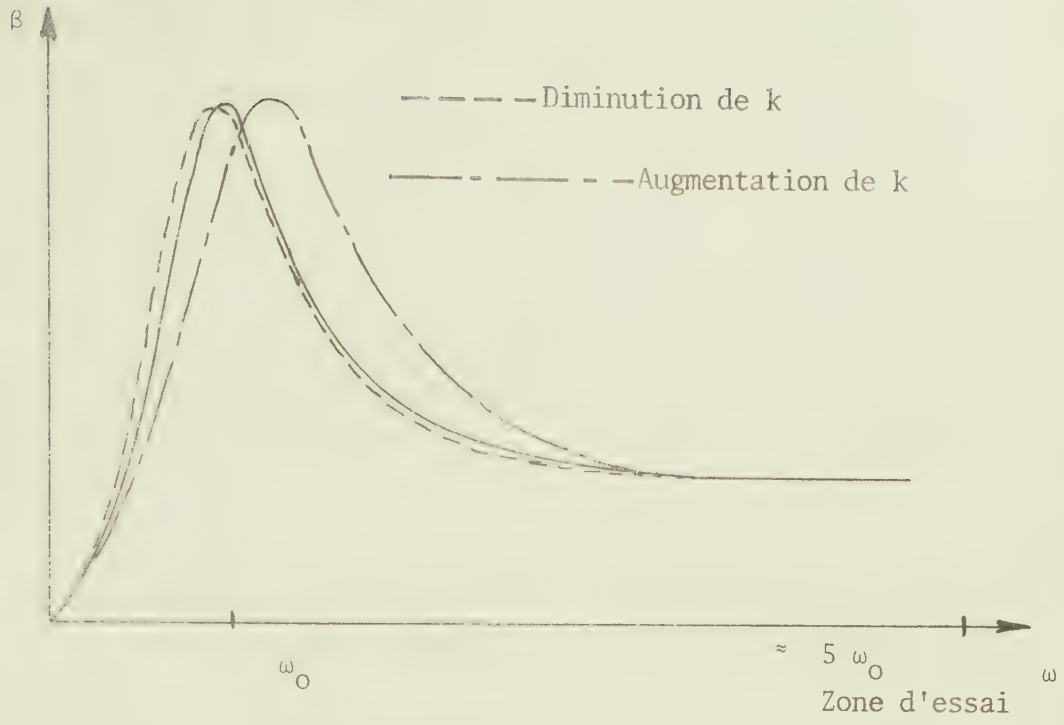
Lors de la présentation de la machine , nous avons indiqué que pour nous affranchir des frottements.....etc ... nous avons procédé à un étalonnage dynamique sur le type d'éprouvettes que nous utilisons . Nous avons ainsi tracé la courbe donnant la déformation de l'éprouvette en fonction des masselottes utilisées .

Les équations simplifiées du système nous laissent supposer que l'amplitude β est fonction seulement des masselottes employées au cours d'un essai . Ceci revient à supposer (pour ω = Cte) qu'une variation de raideur au cours de l'essai ne modifie pas ou peu l'amplitude.

3.3.1 Analyse théorique

Représentons β en fonction de ω .

Une diminution de raideur k entraîne un décalage vers la gauche de la résonance du système , et de la courbe $\beta = f(\omega)$. La zone d'essai reste dans la partie asymptotique de la courbe . Une augmentation de raideur par contre entraîne un décalage vers la droite , et on peut remarquer que ce cas est plus défavorable : β correspondant à la zone d'essai , risque de ne plus être sûr la partie plate de la courbe .



On peut évaluer la variation relative de raideur à 20% due au changement des caractéristiques mécaniques .

Ceci correspond pour ω_o à une variation relative de 10% .

Compte tenu de notre pulsation de travail ($\simeq 5\ \omega_o$) cette variation de 10% de ω_o ne semble pas avoir d'influence sur β .

Il reste cependant à considérer le cas où la raideur diminue dans de grandes proportions du fait de la fissuration en fin d'essai .

Nous nous sommes donc attachés à vérifier l'évolution de β en fonction de la raideur k .

3.3.2. Etude expérimentale

Nous nous plaçons dans les conditions correspondant à l'évolution possible de k au cours de nos essais .

k_o raideur de l'éprouvette " vierge " standard (Ø 6 mm)

$k_1 = 1,2\ k_o$ (Ø 6,3 mm)

$k_2 = 0,2\ k_o$ (Ø 4 mm)

Nous essayons systématiquement chaque éprouvette pour une même série de masselottes,et nous mesurons la déformation γ par extensométrie , correspondant à chaque masselotte .

Nous connaissons ainsi pour chaque masselotte de masse m et pour chaque éprouvette l'amplitudeβ du système

$$\beta = \frac{2\ \gamma\ l}{d}$$

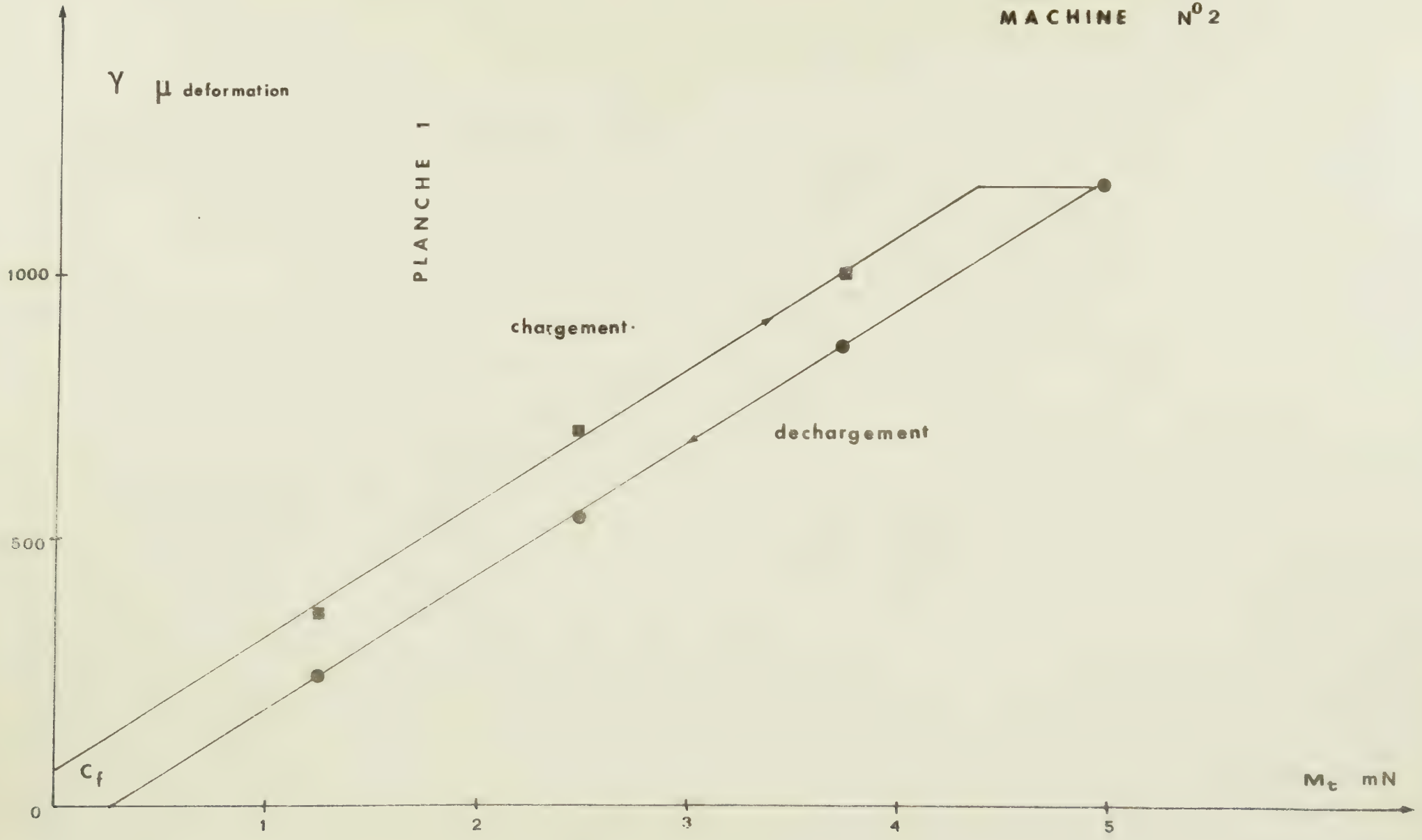
Nous tracons $\beta = f(m)$ pour chaque éprouvette .

Nous avons effectué tous les essais rapidement sur chaque éprouvette de façon à pouvoir affirmer qu'aucune modification des caractéristiques du matériau n'a eu lieu .

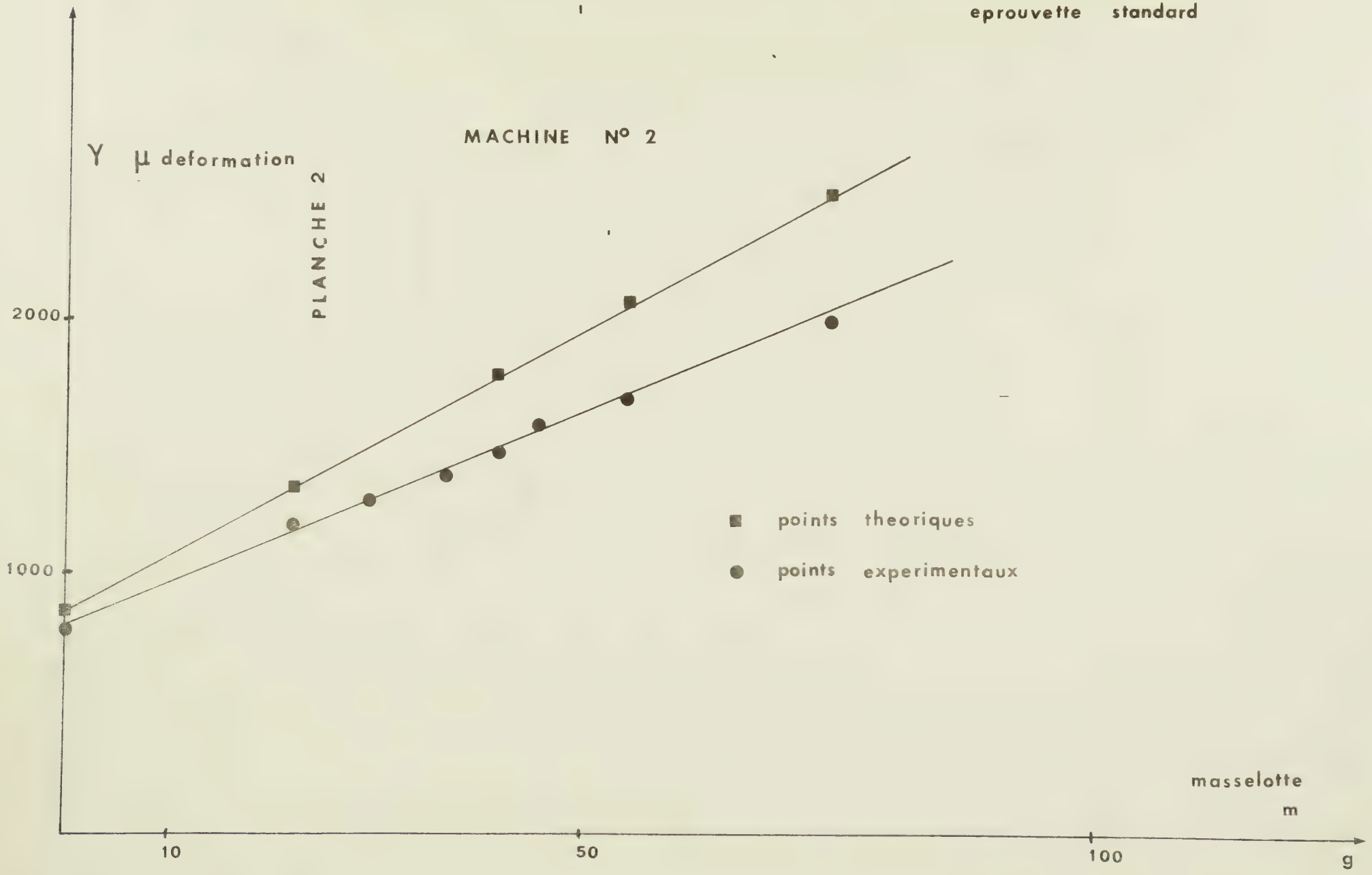
Nous pouvons constater en comparant les 3 courbes $\beta = f(m)$ - Planche 6 - pour les raideurs k_o, $0,2\ k_o$ et $1,2\ k_o$ que la variation relative $\frac{\Delta \beta}{\beta}$ est toujours inférieure à 2%

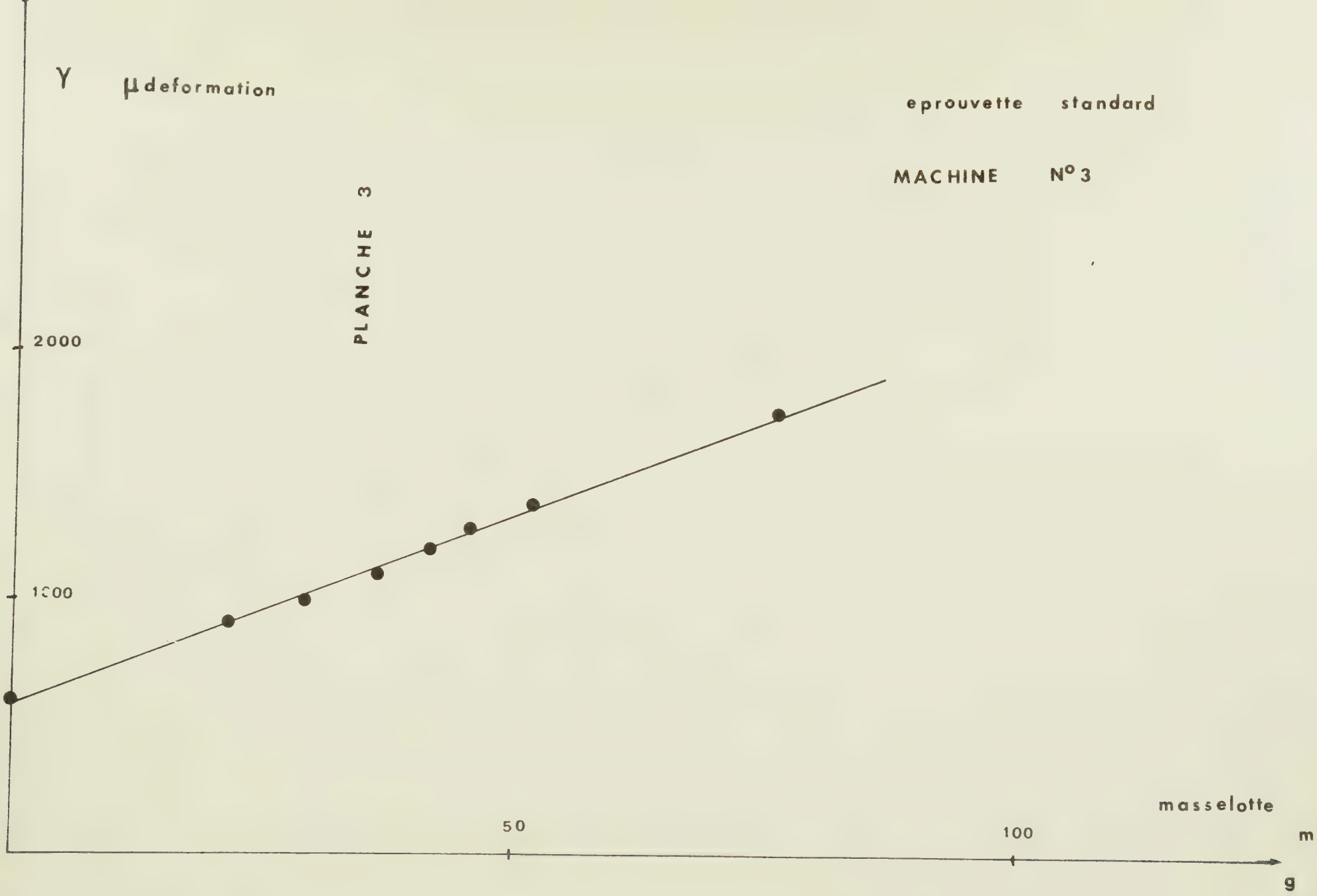
Il apparait donc que l'on peut admettre que l'amplitude β reste constante pour une gamme de raideurs compatibles avec nos essais .

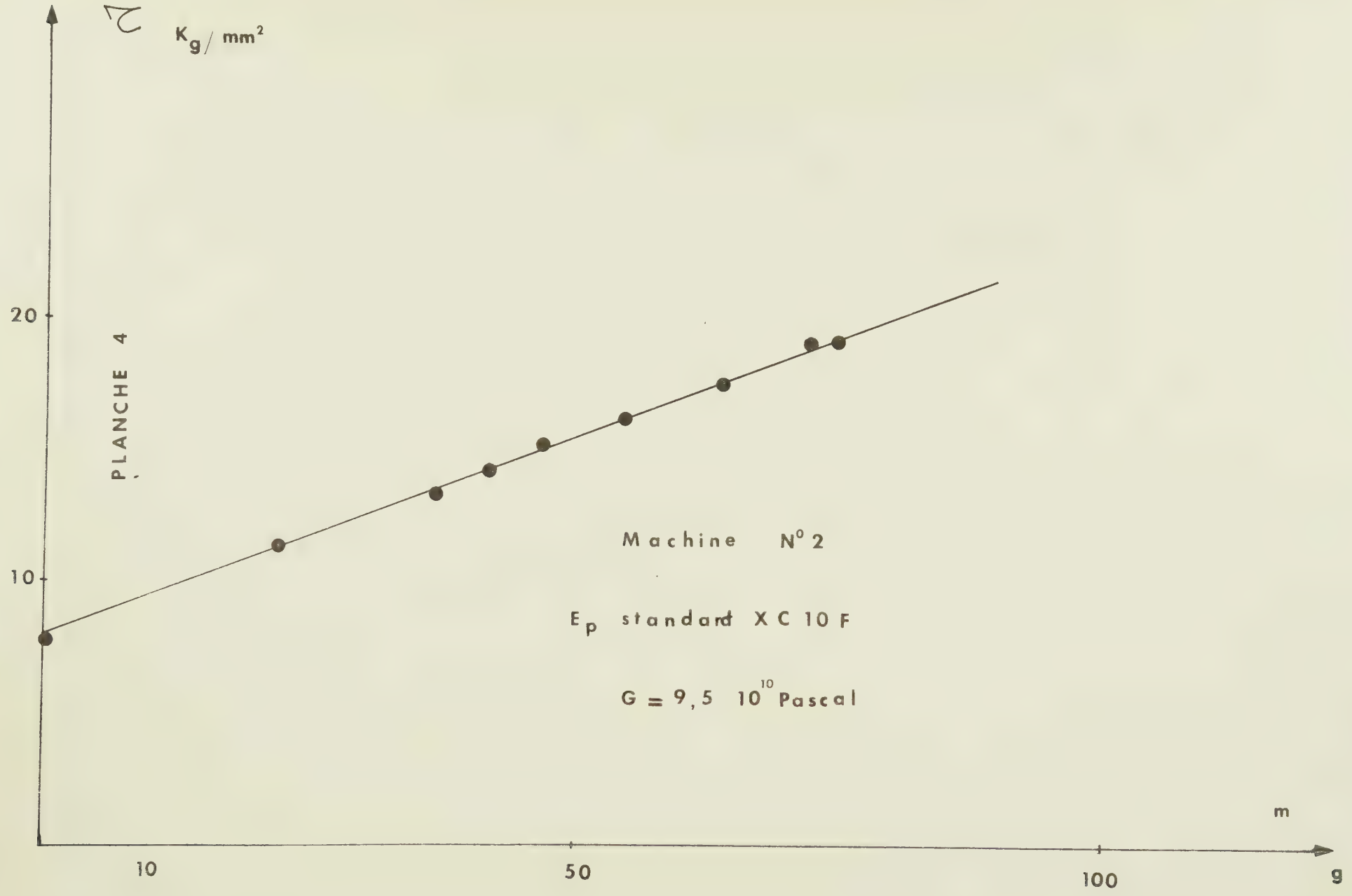
MACHINE N°2

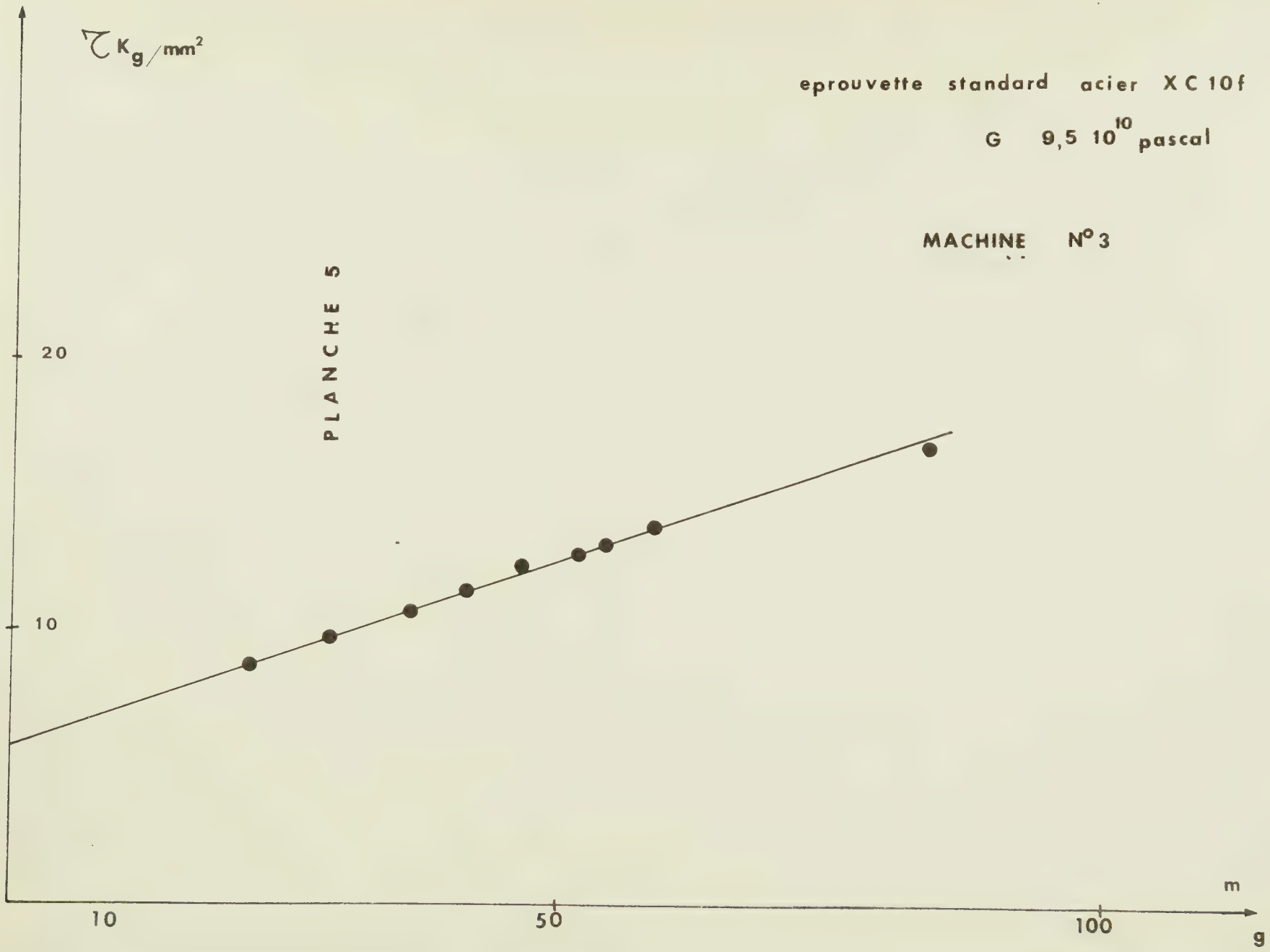

γ μ deformation
PLANCHE 1
1000
500
0
chargement
dechargement
C_f
M_t mN
1
2
3
4
5

eprouvette standard




γ μdeformation
eprouvette standard
MACHINE N° 3
PLANCHE 3
2000
1000
50
100
masselotte
m
g


τ
Kg / mm²
20
10
PLANCHE 4
Machine N° 2
Ep standard XC 10 F
G = 9,5 10¹⁰ Pascal
m
10
50
100
g


τ Kg/mm²
eprouvette standard acier XC 10f
G 9,5 10^10 pascal
MACHINE N° 3
PLANCHE 5
20
10
10
50
100
m
g

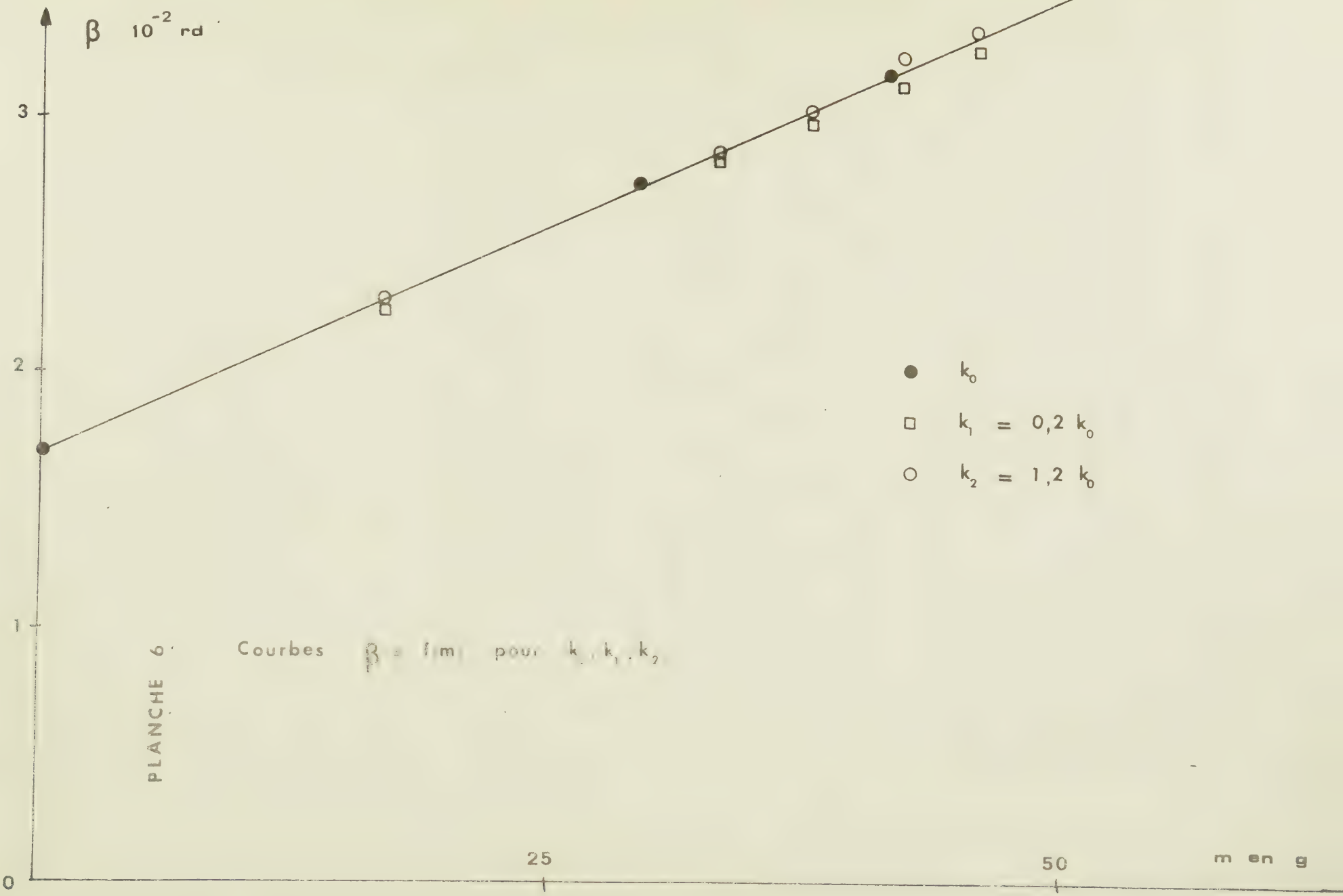


PLANCHE 6

Courbes $\beta = f(m)$ pour k_0, k_1, k_2

C O N C L U S I O N

L'appareillage composé de : machine 1 et 3 (50 Hz) machine 2 (25 Hz), nous permet d'effectuer des essais de torsion alternée à déformation imposée d'amplitude constante durant un essai, et d'un essai à l'autre pour un jeu de masselottes déterminé.

En effet :

- nos éprouvettes ont des dimensions standard,
- au cours d'un essai nous ne travaillons jamais dans le domaine plastique (sauf en fin d'essai - fissuration avancée avant rupture),
- nous avons vu que des variations de raideur influent très peu sur l'amplitude β donc sur la déformation pour un type d'éprouvette donné.

Donc un essai de fatigue en torsion alternée, à déformation imposée de niveau γ sera réalisée à 25 Hz ou 50 Hz grâce à nos machines, en choisissant le jeu de masselottes adapté sur les planches 2 et 3. La bonne reproductibilité de la sollicitation, la constance au cours du temps du niveau imposé et la fiabilité du système mécanique et électrique sont des facteurs essentiels pour une machine d'essai de fatigue.

Nos machines répondent parfaitement à ces impératifs

en plus des conditions propres à nos essais pourront donc être utilisées en vue d'une étude de fatigue en torsion alternée sur éprouvettes.